

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号  
特開2001-227505  
(P2001-227505A)

(43) 公開日 平成13年8月24日 (2001.8.24)

(51) Int.Cl.<sup>7</sup>

識別記号

F I

データベース (参考)

F 1 5 B 11/06

F 1 5 B 11/06

Z 3 H 0 8 9

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 11 頁)

(21) 出願番号 特願2000-36602 (P2000-36602)

(22) 出願日 平成12年2月15日 (2000.2.15)

(71) 出願人 899000013

財団法人 理工学振興会

東京都目黒区大岡山2-12-1

(72) 発明者 香川 利春

神奈川県川崎市高津区下作延928-4番地  
306号

(74) 代理人 100064414

弁理士 磯野 道造

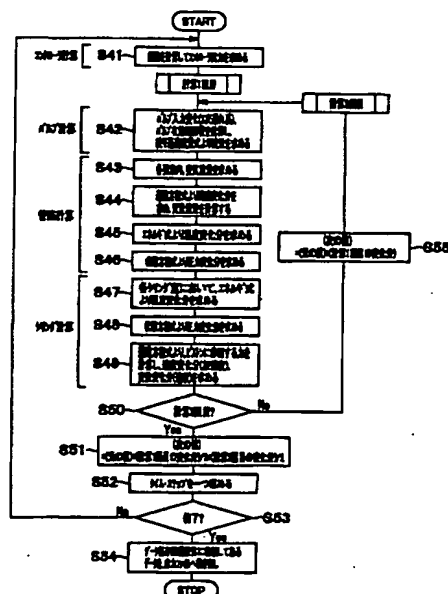
Fターム (参考) 3H089 AA01 GG03

(54) 【発明の名称】 空気圧回路システムのシミュレーション方法ならびに同方法がプログラムされ記録される記録媒体

(57) 【要約】

【課題】 空気圧回路システムにおいて管路を考慮したシミュレーションを行い、シリンダ応答予測を行う。

【解決手段】 空気圧管路4を含むそれぞれの要素（電磁バルブ1、シリンダ3）についてモデル化を行い、各モデルに対してシミュレーションを行うことによって評価を行う空気圧回路システムのシミュレーション方法であって、空気圧管路4を流路方向に適宜に分割して分布定数系として扱い、流速を含むベクトル量を各要素の境界に、温度、圧力を含むスカラー量を各要素の中心に定義して差分化する。空気圧管路を流路方向に適宜に分割することにより得られる分割領域要素の各々につき、基礎方程式である連続の式、状態方程式、運動方程式、及びエネルギー方程式による各差分式を演算することによって求める。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 空気圧管路を含むそれぞれの要素についてモデル化を行い、各モデルに対してシミュレーションを行うことによって評価を行う空気圧回路システムのシミュレーション方法であって、前記空気圧管路を流路方向に適宜に分割して分布定数系として扱い、流速を含むベクトル量を各要素の境界に、温度、圧力を含むスカラー量を各要素の中心に定義して差分化すること、を特徴とする空気圧機器のシミュレーション方法。

【請求項2】 前記空気圧管路を流路方向に適宜に分割することにより得られる分割領域要素の各々につき、基礎方程式である(1)連続の式、(2)状態方程式、

(3)運動方程式、及び(4)エネルギー方程式を、以下の差分式を演算することによって求めることを特徴とする請求項1に記載の空気圧機器のシミュレーション方法。

$$(1) \partial W_{pi} / \partial t = G_{pi} - G_{pi+1}$$

$$(2) V_{pi} (d P_{pi} / d t) = R \theta_{pi} (G_{pi-1} - G_{pi}) + R W_{pi} (d \theta_{pi} / d t)$$

$$(3) W_{pi} \{ \partial u_{pi} / d t + |u_i| (\partial u_{pi} / \partial z) \} = A_p (P_{pi} - P_{pi+1}) - \lambda / 2 d (W_{pi} u_{pi} |u_{pi}|)$$

$$\text{ここで、}$$

$$W_{pi} = (\rho_{pi-1} + \rho_{pi}) / 2 \cdot A_p \cdot \delta z, \\ \partial u_{pi} / \partial z = (u_{pi+1} - u_{pi-1}) / 2 \delta z \text{ とし、} \lambda \text{ は}$$

$$\text{定常値を用い、層流域では理論値を、乱流域では Blasius 式から計算される値を用いるものとする。}$$

$$(4) d / d t (W_{pi} C_v \theta_{pi}) = S_h h_p (\theta_a - \theta_{pi}) + G_{pi} \cdot C_v \cdot \theta_{pi-1} + P_{pi-1} (G_{pi} / \rho_{pi-1}) - G_{pi+1} C_v \theta_{pi} - P_{pi} (G_{pi+1} / \rho_{pi})$$

但し、Aは管路断面積[m<sup>2</sup>]、dは管路内径[m]、Gは体積流量[kg/s]、Pは圧力[Pa]、Rはガス定数[J/(kg K)]、uは管内流速[m/s]、Vは分割管路体積[m<sup>3</sup>]、Wは空気質量[kg]、zは管路長[m]、θは温度[K]、ρは空気密度[kg/m<sup>3</sup>]、添字iは要素番号、Pは管路とする。

【請求項3】 空気圧回路システムに用いられ、システムを構成する、バルブ、管路、シリンダのそれぞれをモデル化してシミュレーションを行うシミュレーションプログラムであって、

偏差を計算してコントローラ出力を求めるステップと、前記バルブにおいて、入力変化、バルブ有効断面積を計算して絞り通過流量式から流量を求めるステップと、前記管路において、管路を流路方向に適宜に分割することにより得られる分割領域要素内の空気質量を求め、前記要素の各々につき、基礎方程式である運動方程式、エネルギー方程式、及び状態方程式から、それぞれ、流速、温度、圧力の変化分を求めるステップと、

前記シリンダを構成する各シリンダ室において、エネルギー方程式から温度変化分を求め、状態方程式から圧力変化分を求め、更に、運動方程式からピストンに作用する

力を計算し、速度変化分と変位変化分を求めるステップと、

タイムステップを進め、前記偏差を更新してコントローラ出力を求めるステップと、

【請求項4】 前記管路に関する基礎方程式を時間進行形の差分式にして解き、それぞれのタイムステップにつき計算を2度行い、(元の値) + (計算1回目の変化分) / 2 + (計算2回目の変化分) / 2を計算して前記偏差を更新するステップ、が更にプログラムされ記録される請求項3に記載のコンピュータ読み取り可能な記録媒体。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、FA (Factory Automation) やガス供給システムに用いて好適な空気圧回路システムのシミュレーション方法ならびに同方法がプログラムされ記録される記録媒体に関する。

【0002】

【従来の技術】 空気圧シリンダはFA用途に広く用いられ、シリンダの駆動時間が生産性を左右するために事前に駆動時間をより正確に予測する要求が高まりつつある。空気圧シリンダとバルブの間には、必ず数十cmから数mの管路が存在してシリンダ応答に多大な影響を及ぼすが、シリンダの応答時間の計算に当たり、管路は有効断面積で評価されるのみであった。

【0003】 この方法は管路摩擦による抵抗分を近似的に有効断面積に置き換えるものであり、産業界ではこの有効断面積によりシリンダのサイジング設計が行われている。しかしながら、正確な応答時間予測のためには近似による誤差をなくし、抵抗要素以外の管路の影響を考慮して計算する必要がある。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】 空気圧シリンダの応答解析に関する研究は古くから行われ、実験とシミュレーション結果との一致が確認されているものの、管路の影響がほとんど無視できる場合に限られていた。従って、実際のところ管路の与える影響の詳細は不明であり、有効断面積法による計算で十分か否かはよくわかっていない。

【0005】 一方、空気圧アクチュエータを用いたサーボ機構は、その経済性、高出力、良環境性等の利点から各種産業において広く用いられるようになった。しかしながら前記したように各要素を接続する管路も考慮したシミュレーションは存在せず、アクチュエータを小型化した場合や管路を非常に長くした場合等にはシミュレーションによる評価ができないというのが現状である。

【0006】 本発明は前記事情に鑑みてなされたものであり、空気圧管路を流路方向に適宜に分割して分布定数

として扱い、流速等のベクトル量を各分割要素の境界に、圧力、温度等のスカラー量を各分割要素の中心に定義して差分化を行うことにより、管路を考慮した空気圧機器のシミュレーションを実現し、圧力計算における数値振動を抑制した空気圧回路システムのシミュレーション方法ならびに同方法がプログラムされ記録される記録媒体を提供することを目的とする。

【0007】

【課題を解決するための手段】前記した課題を解決するために本発明の空気圧回路システムのシミュレーション方法は、空気圧管路を含むそれぞれの要素についてモデル化を行い、各モデルに対してシミュレーションを行うことによって評価を行う空気圧回路システムのシミュレーション方法であって、前記空気圧管路を流路方向に適宜に分割して分布定数系として扱い、流速を含むベクトル量を各要素の境界に、温度、圧力を含むスカラー量を各要素の中心に定義して差分化することとした。

【0008】また、空気圧管路を流路方向に適宜に分割することにより得られる分割領域要素の各々につき、基礎方程式である(1)連続の式、(2)状態方程式、

(3)運動方程式、及び(4)エネルギー方程式を、以下の差分式を演算することによって求めることとした。

$$(1) \partial W_{pi} / \partial t = G_{pi} - G_{pi+1}$$

$$(2) V_{pi} (d P_{pi} / d t) = R \theta_{pi} (G_{pi-1} - G_{pi}) + R W_{pi} (d \theta_{pi} / d t)$$

$$(3) W_{pi} \{ \partial u_{pi} / d t + |u_i| (\partial u_{pi} / \partial z) \} = A_p (P_{pi} - P_{pi+1}) - \lambda / 2 d (W_{pi} u_{pi} |u_{pi}|)$$

ここで、

$$W_{pi} = (\rho_{pi-1} + \rho_{pi}) / 2 \cdot A_p \cdot \delta z,$$

$$\partial u_{pi} / \partial z = (u_{pi+1} - u_{pi-1}) / 2 \delta z \text{ とし、}$$

$\lambda$ は定常値を用い、層流域では理論値を、乱流域ではB l a s i u s式から計算される値を用いるものとする。

$$(4) d / d t (W_{pi} C_v \theta_{pi}) = S_h h_p (\theta_a - \theta_{pi}) + G_{pi} \cdot C_v \cdot \theta_{pi-1} + P_{pi-1} (G_{pi} / \rho_{pi-1}) - G_{pi+1} C_v \theta_{pi} - P_{pi} (G_{pi+1} / \rho_{pi})$$

【0009】但し、 $A$ は管路断面積 [ $m^2$ ]、 $d$ は管路内径 [ $m$ ]、 $G$ は体積流量 [ $kg/s$ ]、 $P$ は圧力 [ $Pa$ ]、 $R$ はガス定数 [ $J/(kgK)$ ]、 $u$ は管内流速 [ $m/s$ ]、 $V$ は分割管路体積 [ $m^3$ ]、 $W$ は空気質量 [ $kg$ ]、 $z$ は管路長 [ $m$ ]、 $\theta$ は温度 [ $K$ ]、 $\rho$ は空気密度 [ $kg/m^3$ ]、添字  $i$  は要素番号、 $P$ は管路とする。

【0010】このことにより、空気圧回路システムにおける正確な応答時間予測のために抵抗以外の管路の影響も考慮してシミュレーションを実現することができ、正確な応答予測が可能となる。

【0011】前記した課題を解決するために本発明の記録媒体は、空気圧回路システムに用いられ、システムを構成する、バルブ、管路、シリンダのそれぞれをモデル化してシミュレーションを行うシミュレーションプログ

ラムであって、偏差を計算してコントローラ出力を求めるステップと、前記バルブにおいて、入力変化、バルブ有効断面積を計算して絞り通過流量式から流量を求めるステップと、前記管路において、管路を流路方向に適宜に分割することにより得られる分割領域要素内の空気質量を求め、前記要素の各々につき、基礎方程式である運動方程式、エネルギー方程式、及び状態方程式から、それぞれ、流速、温度、圧力の変化分を求めるステップと、前記シリンダを構成する各シリンダ室において、エネルギー方程式から温度変化分を求め、状態方程式から圧力変化分を求め、更に、運動方程式からピストンに作用する力を計算し、速度変化分と変位変化分を求めるステップと、タイムステップを進め、前記偏差を更新してコントローラ出力を求めるステップとがプログラムされ記録されることとした。

【0012】また、管路に関する基礎方程式を時間進行形の差分式にして解き、それぞれのタイムステップにつき計算を2度行い、(元の値) + (計算1回目の変化分) / 2 + (計算2回目の変化分) / 2を計算して前記偏差を更新するステップが更にプログラムされ記録されることとした。

【0013】前記シミュレーションプログラムによって空気圧回路システムを評価することにより、管路を含めた空気圧シミュレーションを確立でき、このことによって数値振動を抑制でき、例えば、FA等において生産性を左右するシリンダ駆動時間を正確に予測することができ。

【0014】

【発明の実施の形態】図1は、本発明のシミュレーション対象となる空気圧回路システムをJ I S記号で表現した図である。

【0015】図1に示すように、空気圧回路システムは、電磁バルブ1、減圧弁2等の絞り、空気圧シリンダ3、そして空気圧管路4の各要素に区分することができる。空気圧シリンダ3から排出される空気量を調節して速度制御する方式には、空気圧シリンダ3の排気を絞るメータアウト方式と、吸気を絞るメータイン方式の2方式があるが、ここでは使用頻度の高い前者を例示する。

【0016】尚、図1中、5は圧力源、6は速度コントローラである。ここで、空気圧管路4は、解析の第一歩として電磁バルブ1と空気圧シリンダ3間のみ考える。各要素1、3、4それぞれについて数学モデルが示されており、以下それぞれのモデルについて説明する。

【0017】本発明において、空気圧管路4は、流路方向に適宜に分割し分布定数として扱う。図2にそのシミュレーションモデルが示されている。図2に示すように、流速( $u$ )等のベクトル量を各要素の境界に、圧力( $P$ )、温度( $\theta$ )等のスカラー量を各要素の中心に定義して差分化を行っていく。これは、スタガード格子と呼ばれるもので、こうした扱いによって圧力計算におけ

10

20

30

40

50

る数値振動が抑制できるといった利点がある。

【0018】基礎式となる連続の式、状態方程式、運動方程式、エネルギー方程式は、空気圧管路4をn個に分割したi番目の分割領域において、それぞれ(数1)(数2)(数3)(数4)の式が成立する。

【0019】

【数1】

$$[\text{連続の式}] \quad \frac{dW_i}{dt} = Q_i - Q_{i+1}$$

\*

$$[\text{運動方程式}] \quad \hat{W}_i \left( \frac{\partial u_i}{\partial t} + u_i \frac{\partial u_i}{\partial z} \right) = A(P_{i+1} - P_i) - \frac{\lambda_i}{2d} \hat{W}_i |u_i| u_i$$

$$\hat{W}_i = \frac{P_{i+1} + P_i}{2} A \delta z$$

$$\lambda_i = \begin{cases} 64/Re & Re < 2100 \\ 0.3164 Re^{-0.25} & 2100 \leq Re < 10^5 \end{cases}$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial z} = \begin{cases} \frac{u_i - u_{i+1}}{\delta z} & u_i \geq 0 \\ \frac{u_{i+1} - u_i}{\delta z} & u_i < 0 \end{cases}$$

【0022】ここで、 $W_i$ は、要素境界を中心とした長さ $\delta z$ の範囲に存在する空気質量である。また、右辺第2項は、流体摩擦力であり、Darcy-Weisbenchの式を用いている。管摩擦係数 $\lambda_i$ は、層流域については理論計算から導出された式、乱流域は、Blasiusによる実験 ※

\* 【0020】

【数2】

$$[\text{状態方程式}] \quad V \frac{dP_i}{dt} = R \theta_i \frac{dW_i}{dt} = W_i R \frac{d\theta_i}{dt}$$

【0021】

【数3】

※式を用いている。左辺第2項における対流項は、計算の安定性を重視し、一次の風上差分を採用している。

【0023】

【数4】

$$[\text{エネルギー方程式}] \quad \frac{dE_i}{dt} = Q_i + \hat{E}_i - \hat{E}_{i+1} + \hat{L}_i - \hat{L}_{i+1}$$

$$\text{全エネルギーの変化量} \quad \frac{dE_i}{dt} = \frac{d}{dt} \left[ W_i C_p \theta_i + \frac{c_i}{2} W_i \left( \frac{u_{i+1} + u_i}{2} \right)^2 \right]$$

$$\hat{L}_i = \begin{cases} P_{i+1} \frac{Q_i}{\rho_{i+1}} & u_i \geq 0 \\ P_i \frac{Q_i}{\rho_i} & u_i < 0 \end{cases}$$

$$\hat{E}_i = \begin{cases} Q_i C_p \theta_{i+1} + \frac{\rho_i}{2} Q_i u_i^2 & u_i \geq 0 \\ Q_i C_p \theta_i + \frac{\rho_i}{2} Q_i u_i^2 & u_i < 0 \end{cases}$$

$$Q_i = S_H h_i (\theta_g - \theta_i)$$

$$h_i = \frac{2Nu_i k_i}{d}$$

$$Nu_i = 0.0023 Re_i^{\frac{1}{4}} Pr^{\frac{1}{3}}$$

【0024】ここで、 $L_i$ は、流体仕事であり、 $E_i$ は、流入出によるエネルギー、 $Q_i$ は管壁との間の熱伝達による熱エネルギーの仕事である。ここで、 $c_1$ 、 $c_2$ は流速分布による補正係数である。また、熱伝達率 $h_i$ はNusse

lt数 $Nu_i$ (円管の定常流れにおける)、熱伝達率 $k_i$ 及び管路の内径 $d$ によって表される。ここで、 $Re_i$ はレイノルズ数、 $Pr$ はプラントル数である。

【0025】尚、空気圧管路4についての使用記号であ

るAは管路断面積[m<sup>2</sup>]、dは管路内径[m]、Gは体積流量[kg/s]、Pは圧力[Pa]、Rはガス定数[J/(kgK)]、uは管内流速[m/s]、Vは分割管路体積[m<sup>3</sup>]、Wは空気質量[kg]、zは管路長[m]、θは温度[K]、ρは空気密度[kg/m<sup>3</sup>]、iは要素番号である。

【0026】次に、電磁バルブ1について説明する。電磁バルブ1を流れる圧縮性流体の流量は、その有効断面積をS<sub>e</sub>、臨界圧力比をbとしたとき、その絞りの通過流量Gは、(数5)の式によって表される。

【0027】

$$G_{vd} = S_{evd} \phi(P_{pdl}, P_a, \theta_{pdl})$$

$$G_{vu} = S_{evu} \phi(P_s, P_{pul}, \theta_a)$$

【0029】但し、(1)式は放出側の、(2)式は充填側の流量である。また、空気圧管路4と空気圧シリンダ3との間の絞りの流量は、空気圧シリンダ3と接続される管路4要素の圧力P<sub>pdl</sub>等を用い、以下のように表現できる。

$$G_{rd} = S_{erd} \phi(P_{cd}, P_{pdl}, \theta_{cd}) \quad \dots (3)$$

$$G_{ru} = S_{eru} \phi(P_{pun}, P_{cu}, \theta_{pun}) \quad \dots (4)$$

【0030】同様に(3)式が放出側流量、(4)式が充填側流量である。尚、φは、(数6)の式によって示される関数である。

【0031】

【数6】

$$G = S_e \phi(P_h, P_l, \theta_h)$$

ただしφ(P<sub>h</sub>, P<sub>l</sub>, θ<sub>h</sub>)はP<sub>l</sub>/P<sub>h</sub> ≥ 0.528のとき、

$$\phi = P_h \sqrt{\frac{2x}{R\theta_h(x-1)}} \left\{ \left( \frac{P_l}{P_h} \right)^{\frac{1}{\gamma}} - \left( \frac{P_l}{P_h} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right\}$$

となり、P<sub>l</sub>/P<sub>h</sub> < 0.528のとき、

$$\phi = P_h \sqrt{\frac{x}{R\theta_h}} \left( \frac{2}{x+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2\gamma}}$$

\*【数5】

$$G = \begin{cases} 11.1 S_e P_i \sqrt{\frac{293}{\theta_i}} & \frac{P_l}{P_i} \phi \\ 11.1 S_e P_i \sqrt{1 - \left( \frac{P_l}{P_i} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}} \sqrt{\frac{293}{\theta_i}} & \frac{P_l}{P_i} \geq b \end{cases}$$

【0028】尚、電磁バルブ1の使用記号として、P<sub>d</sub>は絞り下流圧、P<sub>u</sub>は絞り上流圧、θは絞り上流温度を示す。この式を使用すると電磁バルブ1の通過流量は、隣接する分割された空気圧管路4要素の圧力P<sub>pdl</sub>を用い、以下のように表現できる。

$$\dots (1)$$

$$\dots (2)$$

※【0032】次に空気圧シリンダ3について説明する。

図3に空気圧シリンダ3のシミュレーションモデルを示す。空気圧シリンダ3の使用記号におけるC<sub>p</sub>は定圧比熱、C<sub>v</sub>は定積比熱、dはシリンダ内径、d<sub>r</sub>はロッド径、Lはストローク、lは左側シリンダ室、Mは慣性負荷質量、rは右側シリンダ室、S<sub>h</sub>は伝熱面積、xはピストン位置、φはシリンダ設置角度である。

【0033】図3に示すように空気圧シリンダ3は、充填側(左)、放出側(右)の2つのシリンダ室とピストンから成る。空気圧シリンダ3の基礎式である、エネルギー方程式、状態方程式、運動方程式は、それぞれ(数7)(数8)(数9)の式ようになる。

【0034】尚、流量については、シリンダ室に流入する方向を正とし、ピストン変位xは、図中、左側を0とし、速度及び加速度ともに右方向を正とする。

【0035】

30 【数7】

※

【数7方程式】

$$C_p W \frac{d\theta}{dt} + O_v Q \theta = h S_h (\theta_s - \theta) - P \frac{dV}{dt} + \begin{cases} C_p Q \theta_h & Q \geq 0 \\ C_p Q \theta & Q < 0 \end{cases}$$

ここで、

$$V_l = \frac{\pi d^2}{4} x + V_d$$

$$V_r = \frac{\pi (d^2 - d_r^2)}{4} (L - x) + V_r$$

$$S_h = \frac{\pi d^2}{2} + \pi dx$$

$$S_h = \frac{\pi (d^2 - d_r^2)}{2} + \pi d(L - x)$$

【0036】

【数8】

$V_0$ はシリンダ室の死容積。

$$[\text{状態方程式}] \quad P \frac{dV}{dt} + V \frac{dP}{dt} = QR\theta + WR \frac{d\theta}{dt}$$

【0037】

【数9】

$$[\text{運動方程式}] \quad M \frac{dx}{dt} = (P_1 - P_2)A_1 - (P_1 - P_2)A_2 - F_f + M g \sin \phi$$

$$A_1 = \frac{\pi d^2}{4}, A_2 = \frac{\pi (d^2 - d_r^2)}{4}$$

【0038】制御方法は、PDD<sup>2</sup>制御（P：比例、D：微分）とし、変位、速度、加速度にそれぞれ、比例ゲイン、速度ゲイン、加速度ゲインを乗じてフィードバックしている。これは通常のPD制御法だけでは空気の圧縮性によって発生する振動を低減することが困難となるため、速度の微分動作である加速度をフィードバックしたものである。管内流速 $u$ は（数10）の式により算出される。

【0039】

【数10】

$$u = K_x(r_x - x) + K_v(r_v - \dot{x}) + K_a(r_a - \ddot{x})$$

【0040】ここで、制御パラメータ $K_v$ と $K_a$ の決定については、本モデルのような3次系の設計法の一つである $\alpha$ - $\beta$ 法を適用し、比例ゲイン $K_x$ を決定することで自動的に他のゲインが決定されるようにしてある。この時の $\alpha$ 、 $\beta$ の値としては、サーボ系に相当とされる $\alpha = 2$ 、 $\beta = 3$ を採用した。

【0041】図4は上述したシミュレーション方法を実現するプログラムのフローチャートを示したものである。

【0042】以下、図4に示すフローチャートを参照しながら、図1に示す空気圧回路システムにおけるシミュレーションの実際について詳細に説明する。図4のフローチャートにおいて、機能的には、コントローラ計算、バルブ計算、管路計算、シリンダ計算、ループ制御の5つに区分から成る。まず、ステップS41では、偏差を計算してコントローラ出力を求める。ここでは、目標値に一致させる制御のために目標値と実際値との値を比較して偏差を求め、偏差が0になるようにフィードバックするものである。そして、1回目の計算処理において、バルブ入力変化、バルブ有効断面積 $S_e$ を計算し、絞り通過流量式から流量を求める（ステップS42）。絞り通過流量式は（数5）の式に示したとおりである。

【0043】次に、図2に空気圧管路4のシミュレーションモデルで示したように、各分割領域要素内の空気質量 $W_i$ を求める（ステップS43）。計算式は（数3）の式に示されている。そして、管路4を流路方向に適宜に分割することにより得られる分割領域要素の各々につ

き、運動方程式から流量変化分を求めて質量流量を計算し（ステップS44）、更に、エネルギー方程式、状態方程式から、それぞれ、温度変化分、圧力変化分を求める（ステップS45、S46）。計算式については、それぞれ（数3）（数4）の式に示した通りである。

【0044】そして、各シリンダ室において、エネルギー方程式から温度変化分、状態方程式から圧力変化分を求める（ステップS47、S48）。計算式は（数7）の式に示した通りである。空気の温度変化を考慮すれば、10 充填側シリンダ室については（数11）の状態方程式（1）とエネルギー方程式（2）が成立する。

【0045】

【数11】

$$V_m \frac{dP_m}{dt} = -A_m P_m \frac{dx}{dt} + R \theta_m Q_m + W_m R \frac{d\theta_m}{dt} \quad \dots(1)$$

$$C_p W_m \frac{d\theta_m}{dt} = C_p Q_m (\theta_{pm} - \theta_m) + R \theta_{pm} Q_m - A_p P_m \frac{dx}{dt} + h_p S_{hm} (\theta_1 - \theta_m) \quad \dots(2)$$

20 【0046】同様に放出側シリンダ室については（数12）の状態方程式（1）とエネルギー方程式（2）が成立する。

【0047】

【数12】

$$V_m \frac{dP_m}{dt} = A_m P_m u + R \theta_m Q_m + W_m R \frac{d\theta_m}{dt} \quad \dots(1)$$

$$C_p W_m \frac{d\theta_m}{dt} = R \theta_m Q_m + A_m P_m \frac{dx}{dt} + h_p S_{hm} (\theta_1 - \theta_m) \quad \dots(2)$$

【0048】次に、運動方程式からピストンに作用する力を計算し、速度変化分（加速度）と変位変化分（速度）を求める（ステップS49）。ピストンの運動方程式は、（数13）の（1）式によって示され、運動時の摩擦モデル $F_f$ は（数13）の（2）式のように、管摩擦力と粘性摩擦力の和で表されるものとした。

【0049】

【数13】

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} = A_m (P_m - P_1) - A_p (P_m - P_2) - F_f \quad \dots(1)$$

$$F_f = \begin{cases} F_1 & (\frac{dx}{dt} = 0) \\ F_1 + C \frac{dx}{dt} & (\frac{dx}{dt} \neq 0) \end{cases} \quad \dots(2)$$

【0050】次に2回目の計算であるか否かが調べられる（ステップS50）。1回目であれば、（元の値）に（計算1回目の変化分）を加算して次の値を求め、ステップS42以降の処理を繰り返す。一方、2回目の計算であれば、（元の値）+（計算1回目の変化分）/2 +（計算2回目の変化分）/2を計算して次の値を求め

(ステップS51)、タイムステップを更新する(ステップS52)。

【0051】以上の処理を繰り返して偏差を更新し、データ保存用構造体に格納してあるデータを出力ファイルに書き出して処理を終了する(ステップS53、S54)。本実施形態では、時間積分法として、陽解法の一つであるRunge-Kutta(二次)法を適用している。ここでは、空気圧管路4に関する基礎方程式を時間進行形の差分式にして解き、それぞれのタイムステップにつき計算を2度行い、(元の値)+(計算1回目の変化分)/2+(計算2回目の変化分)/2を計算して次の値を求め、偏差を更新している。この方法は、計算の安定性においては、陰解法に劣るものの、その反面、計算時間の大幅な短縮がはかれるといった実用上の利点が得られる。

【0052】尚、前記したシミュレーションプログラムは、数値演算のために比較的高機能マイクロプロセッサが搭載されたパーソナルコンピュータにより実行されるものであり、HDD等の磁気記録媒体、あるいはCD-ROM等の光記録媒体に記録されて流通され、あるいは、通信回線経由でダウンロードによって得られるものである。また、パーソナルコンピュータに制限されず、マイクロコントローラ、マイクロコンピュータでも代用可能である。

【0053】尚、本発明者は、本発明によるシミュレーションの結果を評価するため、図1に示すシミュレーション対象となる空気圧回路システムを構築し、シリンダ応答を計測した。実験には、図5に(表1)として示す2種類の異なるサイズのシリンダA、Bを用いた。シリンダA、Bとも片ロッド形であり、シリンダAは小型のシリンダで両ポートに内径1[mm]の絞りが内蔵されている。シリンダBには絞りがなくシリンダポートに速度制御バルブを取り付けた。シリンダAでは内蔵絞りのみで、特に制御バルブは使用せず、この場合もメータアウト駆動となる。シリンダAは無負荷で、シリンダBには15[kg]の水平負荷を取り付けて実験を行った。

(表1)の負荷質量にはロッドの質量を含めた値を示す。電磁バルブはパイロット形であり、供給圧力は絶対圧で600[kPa]とした。

【0054】また、空気圧管路4はナイロンチューブを使用し、空気圧管路4はシリンダ3のサイズを考慮して、シリンダAでは内径2.5[mm]、シリンダBでは4.0[mm]のものを使用した。また、接続にはワンタッチ形継手を用いた。更に、シリンダ応答として、ピストン変位および両シリンダ室圧力、同時に管路途中の圧力を計測した。シリンダ室の圧力計測はシリンダ表面に直接圧力測定孔を設けて行った。ピストン変位はポテンシオメータにより、また、圧力は半導体式の圧力センサを用いて測定した。

【0055】最初に、シリンダ単位におけるシミュレ

シヨンの精度について確認する。管路4が存在しない状態はありえないので、可能な限り短くしてシリンダ応答を計測した。このとき、管路4の長さは、シリンダAが約0.05[m]、シリンダBが0.2[m]であり、この程度の管路4の影響は極めて小さいと考えられる。シミュレーションに用いたバッキンの摩擦力などの値を図6に(表2)として示す。各絞りの有効断面積は、あらかじめ面積式流量計により計測した値を用いた。また、シミュレーションでは管路4に関する基礎式を省略して計算した。

【0056】実験とシミュレーション結果との比較を図7にグラフで示す。(a)(b)ともに管路4が短い場合のそれぞれシリンダA、シリンダBの応答を示し、実線は実験の結果(Experiment)、破線は本発明によるシミュレーション結果(Simulation)を示す。図7によれば、時刻0[s]で電磁バルブ1を切替えているが、図からもわかるように電磁バルブ1には、信号を入力してから動作するまでに無駄時間が存在する。そこでシリンダ排気側圧力が低下し始める時点を基準として、シミュレーション結果と比較した。その結果、シリンダA、Bともに圧力応答など実験結果と完全な一致を見ることはできなかったが、最も重要なシリンダの移動時間等はかなり良く合っている。

【0057】4[m]の管路を付けたときのシリンダ応答を図8にグラフで示す。(a)はシリンダA、(b)はシリンダBの応答を示す。上三つの図は管路4の圧力であり、zは電磁バルブ側を原点に取ったときの圧力の計算位置を表す。具体的な計測点は、上から順に電磁バルブ1の直後、管路4中央、シリンダ3側絞り部手前となる。管路4の分割数は13分割数とし、計算刻み時間は10[μs]とした。管路分割数、刻み時間をさらに細かくしても結果が変化しないことを確認している。

【0058】シリンダA、Bとも管路4の図7における実験と計算との差を念頭にあればシミュレーション結果はよく一致していると言える。シリンダAでは圧力の伝播遅れ(4[m]管路では11.6[ms]となる)により、シリンダ3の圧力降下までに電磁バルブ1直後の圧力が変化してから12[ms]ほど掛かっている。また、シリンダBでは、管路抵抗によりシリンダ移動速度が遅くなっている。シミュレーションではこれらのことが忠実に再現されており、シミュレーションの妥当性は確認された個となる。一般的な使用条件を踏まえて、管路4の長さが4[m]の場合以外にも、管路4を1[m]、2[m]とした実験も行い、4[m]とほぼ同程度の一致をみることができた。

【0059】シリンダAの時刻0.02[s]付近における管路内圧力に注目すると、実験では波動現象が見られる。差分化による方法では、数値粘性が要因となつて高精度な差分スキームを用いないと波動圧力が鈍り、本計算結果でも波動成分は正確には計算されていない。しか

しながら、波動による圧力変動は小さくシリンダ動作にも全く影響せず、波動の大きさを正確に評価する必要性が少ないことが明らかになった。換言すれば、シリンダのシミュレーションでは、特性格子法などにより波動現象を捉えられることよりも、流動に伴う圧力降下分を正しく計算できることのほうが重要であることがわかる。

【0060】図8の一点鎖線が有効断面積法による計算結果である。シリンダBは、管路シミュレーションに比較的近い結果が得られているが、シリンダAでは全くかけ離れた結果となっている。結果としては示さないが、管路長を変えて調べた結果、管路が長くなるほどこの差は大きくなった。有効断面積法では、管路長、使用圧力、合成する面積比により近似誤差が異なり、シリンダBにおいては偶然に結果が近いものの、他の長さでは、近似誤差により実験との差は有効断面積法の方が管路シミュレーションより必ず大きくなる傾向にあった。

【0061】シリンダAで結果が大きく異なることについて考察する。(表2)に排気、給気側のシリンダ容積、管路容積、管路の有効断面積および計算に用いた合成有効断面積の値を参考として示す。シリンダAでは、シリンダ容積を上回る管路容積となっており、シリンダBではシリンダ容積に比して管路容積は小さい。また、管路の有効断面積が合成有効断面積の値に影響し、シリンダBでは速度制御弁の有効断面と比較すると管路抵抗が大きいことがわかる。

【0062】管路の有効断面積への置換の過程を考えると、有効断面積法は、管路4の運動方程式の右辺2項目の管摩擦抵抗分を評価していることになる。シリンダBでは管路容積が無視できるため、管摩擦抵抗が管路の影響として最も大きい。従って、有効断面積法によりある程度まで近似できる。ところがシリンダAでは管路容積が大きく、容積効果を考えない有効断面積法では著しい違いが生じたものと考えられる。有効断面積法でも配管容積をシリンダ容積に含めて計算する方法もあり、この計算も行ってみたが、同図(a)の二点鎖線のように逆に応答が遅くなりすぎ、実験結果に近づけることができなかった。つまり管路4の持つ分布的な容積を考慮する必要があることがわかった。即ち、シリンダ容積に比較して管路容積が大きく、この容量効果がシリンダ応答に影響を及ぼす場合があり、このとき上述したシミュレーション方法が特に有効であることが明らかになった。

【0063】以上の結果から管路シリンダ応答に与える影響を考察すると、シリンダ応答に管路波動は影響しないが、シリンダAのようにシリンダの応答が速く伝播時間が影響し、シリンダ容積に比して管路容積が支配的になるとき、シリンダの駆動時間に影響してくることも明らかになった。

【0064】

【発明の効果】以上説明したように請求項1に係る発明

によれば、空気圧回路システムにおける正確な応答時間予測のために抵抗以外の管路の影響も考慮してシミュレーションを実現することができ、このことにより、正確な応答予測が可能となる。

【0065】請求項2に係る発明によれば、これまで用いられて来た管摩擦を絞りに置換する有効断面積法によればシリンダ応答の計算に著しい差異が生じることがあったが、本発明によれば、前記した管路を含めた空気圧シミュレーションの手法を確立することによって数値振動を抑制でき、従って、FA等において生産性を左右するシリンダ駆動時間を正確に予測できる。

【0066】請求項3に係る発明によれば、抵抗以外の管路の影響も考慮したシミュレーションプログラムによって空気圧回路システムを評価することにより、管路を含めた空気圧シミュレーションを確立することができる。

【0067】請求項4に係る発明によれば、時間積分法として、陽解法の一つであるRunge-Kutta(二次)法を用い、空気圧回路に関する基礎方程式を時間進行形の差分式にして解き、それぞれのタイムステップにつき計算を2度行い、(元の値)+(計算1回目の変化分)/2+(計算2回目の変化分)/2を計算して次の値を求め、偏差を更新している。この方法は、計算の安定性においては、陰解法の方が勝るが、その反面、計算時間の大幅な短縮が図れるという実用上のメリットを備えている。

【0068】以上の通り、本発明は、FA用途は勿論のこと、ガス供給システムにおけるガス整圧器、特に、応答特性の影響が広範囲に及ぶパイプラインの根幹に設置される高圧、大流量の整圧器に用いて顕著な効果が得られる。

【0069】更に、最近各方面で採用されつつある空気圧サーボ機構に採用しても最適な効果が期待できる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明のシミュレーションの対象となる空気圧回路システムをJIS記号で表現した図である。

【図2】図1における管路のシミュレーションモデルを示す図である。

【図3】図1におけるシリンダのシミュレーションモデルを示す図である。

【図4】本発明のシミュレーション方法が具現化されるプログラムの手順をフローチャートで示した図である。

【図5】シリンダA、Bの仕様を(表1)として示した図である。

【図6】シミュレーションの条件を(表2)として示した図である。

【図7】短管路のシリンダ応答特性を示す図である。

【図8】4m管路のシリンダ応答特性を示す図である。

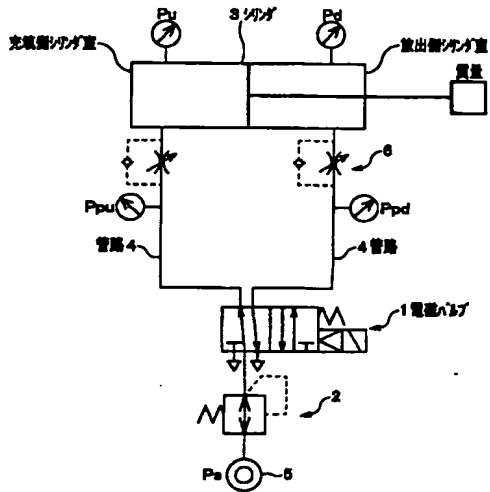


【符号の説明】

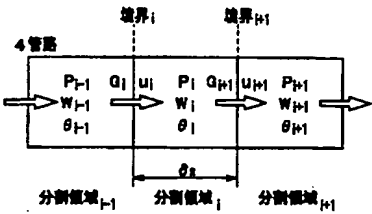
- 1…電磁バルブ
- 2…減圧弁
- 3…空気圧シリンダ

- 4…空気圧管路
- 5…圧力源
- 6…速度コントローラ

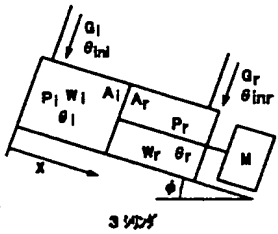
【図1】



【図2】



【図3】

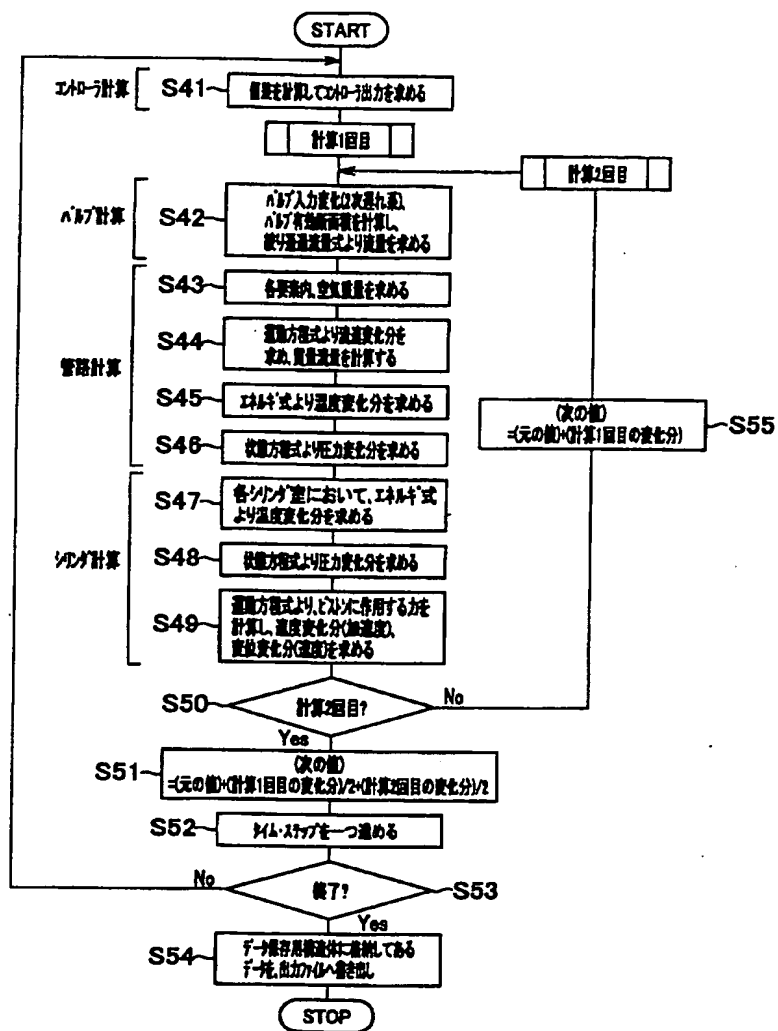


【図5】

【表1】

Cylinder	A	B
Cylinder Inner Diameter	25[mm]	40[mm]
Cylinder Stroke	10[mm]	200[mm]
Mass(Including Rod Mass)	0.044[kg]	18.7[kg]
Inner Diameter of Pipe	2.5[mm]	4.0[mm]

【図4】



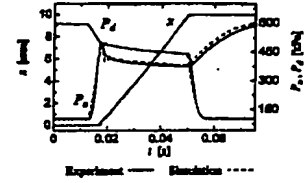
【図6】

【図7】

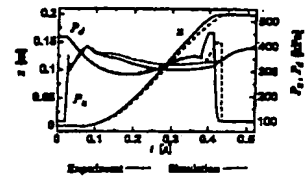
(表2)

Cylinder		A	B
Static Friction	$P_s$	50[N]	50[N]
Coulomb Friction	$P_c$	10[N]	30[N]
Viscous Friction Coefficient	$C$	20[Ns/m]	30[Ns/m]
Effective Area of Valve	Devd	3.7[mm <sup>2</sup> ]	3.7[mm <sup>2</sup> ]
	Serv	5.0[mm <sup>2</sup> ]	7.1[mm <sup>2</sup> ]
Effective Area of Restriction	Serv	0.05[mm <sup>2</sup> ]	3.4[mm <sup>2</sup> ]
	Serv	0.51[mm <sup>2</sup> ]	0.0[mm <sup>2</sup> ]
Effective Area of Pipe		0.0[mm <sup>2</sup> ]	3.25[mm <sup>2</sup> ]
Total Effective Area			
Charging Side		0.44[mm <sup>2</sup> ]	3.0[mm <sup>2</sup> ]
Discharging Side		0.52[mm <sup>2</sup> ]	2.2[mm <sup>2</sup> ]
Volume of Cylinder Chamber			
Charging Side		4.0[cm <sup>3</sup> ]	351[cm <sup>3</sup> ]
Discharging Side		3.7[cm <sup>3</sup> ]	311[cm <sup>3</sup> ]
Pipe Volume in Discharging Side		20[cm <sup>3</sup> ]	50[cm <sup>3</sup> ]

(a)

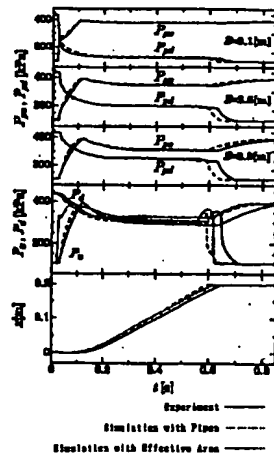


(b)



【図8】

(a)



(b)

